

7 Conclusões e Sugestões

Foi desenvolvido um sistema de equações diferenciais visando estudar numericamente o comportamento dinâmico de um rotor em balanço. Este trabalho estendeu-se à análise dinâmica da base elástica da bancada experimental aplicando a teoria de *Identificação de Parâmetros Modais* na forma elementar.

Através do diagrama de Campbell, encontrou-se que a frequência natural estática no primeiro modo é $w_0 = 2.28 \text{ Hz}$, e, a velocidade crítica do rotor em balanço é de $\omega_c = 2.29 \text{ Hz}$ que corresponde ao movimento de precessão direta no primeiro modo de vibração.

Soluções numéricas foram obtidas para dois casos de operação do rotor em balanço: uma quando o sistema está acelerando e outra quando possui uma velocidade constante.

Visando obter uma solução que mostre a parte transiente do sistema, as equações de movimento não foram linearizadas, e o método empregado para a solução numérica foi o da integração direta passo a passo, este método é capaz de capturar a parte transiente.

Na solução do sistema com aceleração encontrou-se que a passagem através da velocidade crítica ($\omega_c = 2.29 \text{ Hz}$) é possível para os diferentes torques aplicados ao sistema. Comprovou-se que, segundo o valor do torque aumenta, a amplitude máxima da órbita do centro do rotor caminha para a direita da velocidade crítica, este comportamento, na aceleração, também é assinalado por Childs [29]. E, se o sistema estivesse desacelerando, esta amplitude caminharia para a esquerda, Markert [30]. Quando o sistema passa a velocidade crítica, nas curvas de ressonância, observa-se que o transiente acompanha a solução não

homogênea (Figs. 46, 50 e 52), a amplitude do transiente depende do valor de amortecimento viscoso.

Quando se resolve o sistema de equações para velocidade de rotação constante, encontra-se o seguinte resultado: no regime permanente a órbita do centro do rotor alcança sua máxima magnitude (17.6mm) quando opera na velocidade crítica ($\dot{\theta} = \omega_c = 2.29 \text{ Hz}$), e para velocidades subcríticas e supercríticas as órbitas são menores.

O movimento lateral do rotor foi restringido através de um estator que inicialmente localiza-se concêntrico ao rotor. O estator está unido a uma estrutura de base com características visco-elásticas lineares. Cada vez que o deslocamento do rotor atinge o valor da folga radial, o rotor entra em contato com o estator. Os tipos de contato encontrados na simulação foram: de contato parcial (*Partial Rubbing*) e contato permanente (*Full Rubbing*). Quando o rotor realiza contato permanente, seu sentido de giro pode ser igual ou oposto ao sentido de giro do eixo do motor.

Encontrou-se, numericamente e experimentalmente, que o sentido de giro do conjunto eixo-rotor, no contato permanente, depende fortemente do coeficiente de atrito (μ) das superfícies em contato. Para valores pequenos de μ (por exemplo 0.01) o rotor gira no mesmo sentido que o eixo do motor, precessão direta, no entanto, para valores altos de μ (por exemplo 0.2) o rotor gira no sentido oposto, precessão retrógrada. Em todos os casos simulados encontrou-se uma relação $\frac{\Omega_{wh}}{\dot{\psi}} \neq \pm 1$, o que indica que o rotor realiza precessão com escorregamento.

Na última parte do capítulo 6 apresentaram-se resultados experimentais da bancada: embora tendo sido tomadas muitas precauções para representar o modelo ideal (rotor em balanço com o extremo superior engastado), infelizmente os resultados colhidos representam parcialmente os resultados da solução numérica. Basicamente, estes resultados mostram que o rotor realiza precessão retrógrada (frequência de precessão $\approx 23 \text{ Hz}$), para altos valores do coeficiente de atrito;

e, precessão direta quando o rotor esta lubrificada com graxa, coeficiente de atrito menor. Em ambos casos, o rotor encontra-se escorregando ($\frac{\Omega_{wh}}{\dot{\psi}} \neq \pm 1$).

A análise teórica e a experimentação trouxeram muitas perguntas e questionamentos que não se tinham ao inicio do trabalho, alguns foram compreendidos e explicados, mais outros necessitam de outras teorias não abordadas neste trabalho, e citamos algumas delas como sugestão para trabalhos futuros na área de sistemas rotativos, e, em especial dos sistemas como: o rotor em balanço.

- A simulação com elementos finitos limitou-se ao anel de contenção (estator). Uma modelagem do conjunto anel e estrutura suporte, mostrará se as frequências naturais do conjunto batem com as obtidas da analise modal.
- A estabilidade/instabilidade do sistema rotativo com impacto não foi analisada.
- O trabalho restringiu-se ao primeiro modo de vibração. Em sua extensão pode-se considerar modos mais altos que representariam melhor a dinâmica do rotor em balanço, isto implica a introdução dos efeitos giroscópicos.
- Experimentalmente observou-se que o sistema eixo-rotor da bancada é instável em velocidades baixas, um estudo mais profundo sob as propriedades de rigidez no acoplamento e do tipo de mancais poderiam explicar estes fenômenos.
- Experimentalmente observou-se que a vibração da estrutura suporte é maior quando o motor de acionamento, do rotor em balanço, está com os parafusos apertados, contrariamente, se ele se monta com os parafusos sem aperto, a estrutura quase não vibra, ou a amplitude da vibração é menor. Isto é uma observação que deveria ser estudada mais a fundo.